

物理学基礎 II(4/4)

S. Yamauchi

2016 年 1 月 27 日

目次

11	その後の熱機関の歴史	302
11.1	陸上・海上輸送への蒸気機関の応用	302
11.2	内燃機関	306
11.3	今日における熱機関	312
12	熱機関のサイクル	313
12.1	オットーサイクル	313
12.2	ディーゼルサイクル	315
12.3	サバテサイクル	317
12.4	ブレイトンサイクル	319
12.5	ランキンサイクル	321
13	冷凍機のサイクル	323
13.1	冷凍の原理と冷凍機の種類	323
13.2	冷凍機の歴史	324
13.3	蒸気圧縮冷凍サイクル	325
14	冷媒と環境	327
14.1	冷媒に求められる条件	327
14.2	冷媒の種類と呼称	328
14.3	フロン規制と将来の冷媒	330

11 その後の熱機関の歴史

11.1 陸上・海上輸送への蒸気機関の応用

18 世紀の終わり頃から、幾人かの発明家たちが蒸気機関を利用して乗物を動かすことを試みた。

■自動車 [1]

キュニョーの砲車 [1] ニコラ＝ジョゼフ・キュニョー (Nicolas-Joseph Cugnot, 1725-1804) はオーストリア生まれ、オーストリア工兵学校で学んだ後、ルイ十五世が率いるフランス陸軍に入った。兵器開発部門で、動力で動く大砲運搬車の研究を求められた。当時はニューコメン機関がわずかに動いている程度であったが、キュニョーは長年の試行錯誤の末、1769 年に蒸気機関で動く砲車 1 号車を試作し、翌 1770 年に 2 号車「ファルディエ (運搬車)」を完成した。いずれもフランスの砲兵工廠で製作された。



Fig. 301 キュニョー

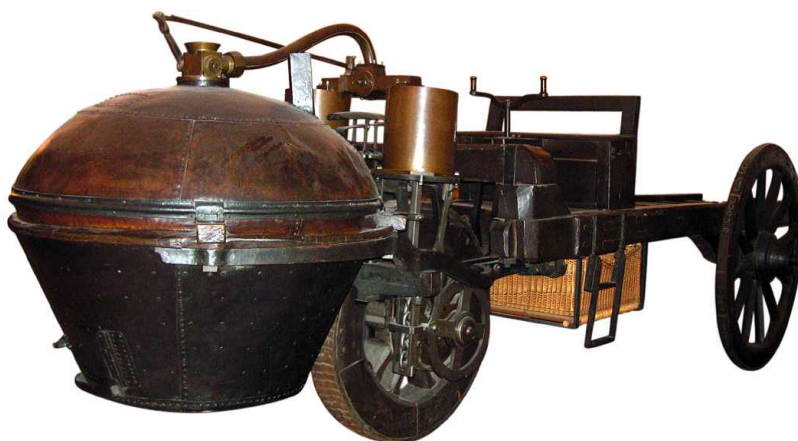


Fig. 302 キュニョーの砲車「ファルディエ」

銅製の火室およびボイラーと銅製のシリンダを 2 つ備え、2 つのピストンによって一つの車輪を両側から交互に力を加えることで駆動した。ハンドル・バーによる操舵で前輪を操作し、方向を変えることができた。リバースギアを装備し、後退することもできた。ブレーキは走行時ではなく停車時用のブレーキだった。ボイラーには走行しながらの給水はできず、すぐに水を使い尽くしてしまった。2 号車は、5 トンの大砲を載せ時速約 3.5km で走行した。

宮廷内での抗争のため、推進者であった陸軍大臣が 1770 年暮れに失脚してしまい、その後継者はこのプロジェクトを無視した。

マードックの蒸気三輪車 [2] [3] ボールトン・ワット商会の有能な技術者ウィリアム・マードックは、コーンウォール地方に派遣されて、蒸気機関の設置工事の指導等にあたっていた。ワットの蒸気機関はせいぜい 2-3 気圧程度で動作しているものであったが、これより高い気圧で動作させるのは危険であるとして、ワット自身が開発を禁じていた。マードックは高圧蒸気機関の研究を重ね、さらに蒸気機関で走る車両を開発しようとしていた。彼は、3 輪の車両構造を考え、その前輪は小型車輪が 1 つで舵が切れ易いようになっていた。2 つの後輪の直径は前輪の 2 倍ほどあり、後車輪上の平面スペースに蒸気機関がのっていた。運転席や乗客席はなく、地上から釜たき職人が石炭をくべるようになっていた。

実物大の試作モデルができ、マードックは、人目を避けて夜間に試運転を行っていた。ある夜、偶然通りかかったこの街の牧師が見つけた。作業所から通りの方向へ、爆音をたてて炎と蒸気に包まれた物体が動くのを見て、牧師は、「悪魔がきた！」と叫んで大騒ぎになったという話が伝わっている。

マードックは 1785 年に特許を申請しようとした。ところが、その噂を聞いて様子を見にきたボルトンに見つかり、マードックはワットのもとに呼び戻され、蒸気自動車の開発は中止された。



Fig. 303 ウィリアム・マードック

結果的に、高圧蒸気機関と蒸気自動車の開発は、ワットの特許の切れる 1800 年以降に遅れることとなった。なお、マードックはワット引退後、ボルトン・ワット商会の共同経営者となった。
トレビシックの蒸気自動車 [3]

リチャード・トレビシック (Richard Trevithick, 1771 年-1833) は、コーンウォールでマードックの蒸気自動車を興味を持って見ていた。1799 年には最初の高圧蒸気機関を製作し、1801 年に蒸気自動車 Puffing Devil を製作した。1802 年には高圧蒸気機関の特許を取得した。

19 世紀前半のイギリスおよびヨーロッパ大陸で、何人かの発明家が蒸気自動車を製作し、乗合自動車開業を試みた。しかし、機関が重すぎること、燃料消費が大きいこと、路面の損傷がひどいこと等のためにいずれもうまくいかず、結果として、乗合馬車の普及が加速された。



Fig. 304 リチャード・トレビシック

■ 蒸気機関車

トレビシック 蒸気自動車が実用的でないことがわかったトレビシックは、鉄道に注目した。トレビシック自身、コーンウォールの鉱山町出身で、父親は鉱山の親方であり、若いころから鉱山と技術に熱中していた [3]。16 世紀以来鉱山ですでに広く使われていたレールを利用すればもっとよい見通しが得られそうであった。

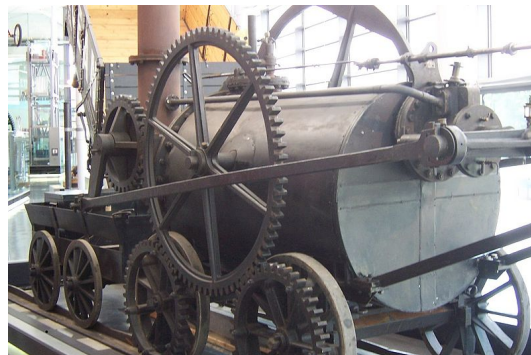
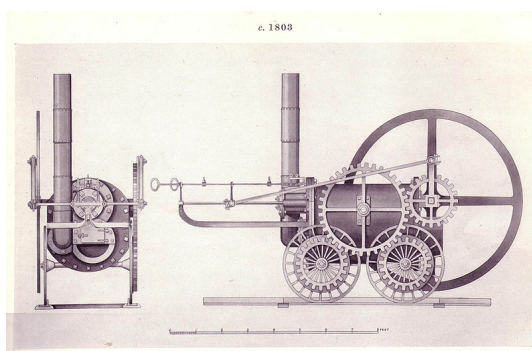


Fig. 305 トレビシックの蒸気機関車

トレビシックは、1803 年にコールブルックデールで蒸気機関車を製作し、その図面が残っている (Fig.305)。その後、1804 年のペナダレン号をはじめ、数台の蒸気機関車を製作した。しかし、線路の強度不足が問題で、普及するまでには至らなかった。トレビシックは彼の発明による高圧の蒸気機関や鉱山の知識を生かして、生涯にわたって様々なことを行った。

スチーブンソン [4]

ジョージ・スチーブンソン (George Stephenson, 1781-1848) はノーサンバーランド州で炭鉱の機関夫の息子として生まれ、自らも機関夫として働きながら技術を学んだ。1814 年に石炭輸送のための蒸気機関車ブリュヘル号を製作し、時速 6.4km で坂を上り 30 トンの石炭を運ぶことができた。その後も何台も蒸気機関車を製作したが、鑄鉄製の線路が破損するため、長く使われることはなかった。



Fig. 306 ジョージ・スチーブンソン

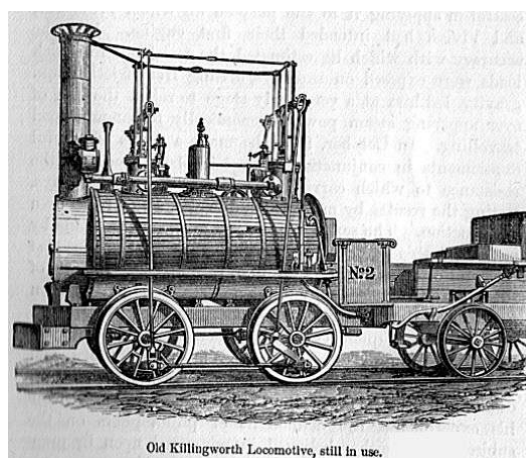


Fig. 307 キリングワース炭鉱の蒸気機関車 (1816)

1820 年頃にストックトン・アンド・ダーリントン鉄道 (全長 40km) の計画が持ち上がり、スチーブンソンは実業家のエドワード・ピーズと共に、改良した蒸気機関車ロコモーション 1 号と鑄鉄製のレールを用いて

開通させた (1825 年)。同鉄道で用いる機関車のコンテスト Rainhill Trials では、彼のロケット号が完全な勝利をおさめた (1829 年)。

その後も、ボルトン・アンド・リー鉄道 (1828 一部 1830 開通)、リバプール・アンド・マンチェスター鉄道 (1830 開通) などを手がけ、鉄道輸送を不動のものとした。

鑄鉄で作られたレールは 1767 年以来、鉋石を積んだ車を人が馬が引っぱって坑道から引出すのに使われていた。その後レールは錬鉄で作られるようになり、その後、ベッセマーが鋼の方がもっとすぐれた材料であることを見出した。

■海上輸送 [5]

フルトンの蒸気船 [5] 大航海時代以降、地図製作法が発達し、六分儀やクロノメーターなどの優れた航海用器具が導入された。18 世紀の間に、イギリス商船隊は 2 倍の規模になったが、1790 年から 1820 年の間にさらにその 2 倍になっていた。

ロバート・フルトン (Robert Fulton、1765-1815) は、米国ペンシルベニア州で生まれた。合衆国で肖像画家をしていたが、1786 年に英国に渡った。産業革命を目の当たりに見て、彼の興味は絵から産業技術へと移り、運河の水位に関する機構や大理石切断用のこぎりの特許を取ったりした。

1797 年に、ナポレオン戦争に沸くフランスへと渡り、駐仏米国公使 ロバート・R・リビングストンと知り合った。リビングストンの援助を受けて、1803 年に全長 31m の外輪船を造ってセーヌ川で試走した。彼は、各種推進機のパフォーマンス、船体の抵抗、必要な動力などを模型実験をもとに算出していた。この実験結果を元に、フランス政府に彼の蒸気船の建造計画を売り込んだが、採用されなかった。彼の設計による潜水艦をナポレオンに売り込んだとの記録もある。ちなみに支援者のリビングストンは、フランス公使として滞在中に、米国がフランスから、当時のルイジアナ州 (現領土の 23 %) を 1500 万ドルで購入する「歴史上最大の土地取引」を行った。



Fig. 308 ロバート・フルトン

フルトンは 1804 年には英国に戻り、英国でも良い成果が得られなかったため、1806 年に母国アメリカへ戻った。ほぼ同時期に帰国したリビングストンから援助を受けて、ハドソン川の蒸気船を建造した。この船は船長 42.8m、船幅 4.3m、喫水 1.2m、排水量約 80 トンで、非常に細長い船であった。ボルトン・ワット商会の蒸気機関は、内径 61cm に行程 122cm のピストン・シリンダーから 20 馬力の出力が得られた。この船は「ノース・リバー・スチームボート・オブ・クラモント」と名づけられ、クラモント号とよばれた。

当時の蒸気船はまともに動くものがほとんど無かったために、周囲から「フルトンの愚行」と呼ばれたが、1807 年にニューヨークから上流のオールバニ間を観客を乗せて往復し、時速 4 から 5 マイルで航行した。

その後、ハドソン川で周 1 往復の営業運行を行うなどの実績を重ね、ニューヨーク州の蒸気船による河川運送業の独占免許を取得して事業を展開した。

11.2 内燃機関

■ルノアールのガス機関 [6] ジャン＝ジョゼフ・エティエンヌ・ルノアール (Jean-Joseph Étienne Lenoir、1822-1900) は当時のルクセンブルク領で生まれ、のちにフランス、パリへ移住した。電気メッキに興味を持ち、電信の改良などの電気に関する発明を行うようになった (Fig.309)[7]。

1859年に、先人の特許のガス機関を改良し、電気式点火装置を備えた無圧縮の複動式2行程サイクルガス機関を開発した

機構や動作は蒸気機関と同じで、シリンダー両端に点火プラグがあり、バッテリーと誘導コイルで交互に上死点で点火した。この初の商用ガス機関は、大規模工場でしか使えなかった蒸気機関の代わりに、定置用機関として中小規模の工場に使われた。ルノアールの機関は複数の会社で生産され、400台以上作られた。

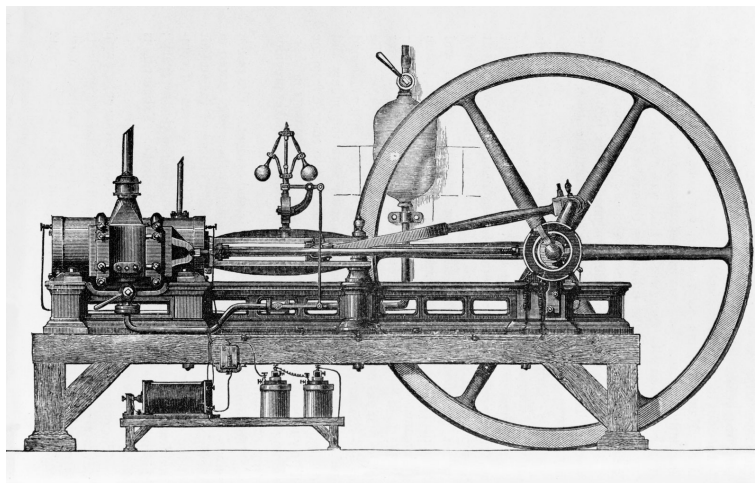


Fig. 309 ルノアールのガス機関

ルノアールは4行程サイクル機関も製作したが、燃料の消費量が多く、動作も荒かったため、オットーの機関が現れて以降は使われなくなった。

■オットー [8] [9]

ニコラウス・アウグスト・オットー (Nikolaus August Otto、1832-1891) はナッサウ公国 (現ドイツ) の小都市ホルツハウゼンで生まれた。そこで初等教育を受けていたが、16歳の時に生活のために学校をやめて働き始め、後にケルンに転居した。ルノアールのガス機関を見て内燃機関の実験を始めた。

1861年、ルノアールの設計を基にした内燃機関を初めて試作し、1864年、ケルンでオイゲン・ランゲンと共に内燃機関製造会社 NA.Otto & Co を立ち上げ、フリーピストンの大気圧内燃機関を生産した。その後、1869年に Deutz へ移転して、ガス機関製造会社 GF Deutz (現在の Deutz AG) として再組織した。

1872年にゴットリーブ・ダイムラーとヴィルヘルム・マイバッハが加わり、1876年に4行程サイクルの機関を製作した。4行程の動作 (吸気、圧縮、膨張、排気) を整理して、1877年に特許を取得した。

オットーは彼の内燃機関を定置用としてのみ販売した。



Fig. 310 ニコラウス・アウグスト・オットー

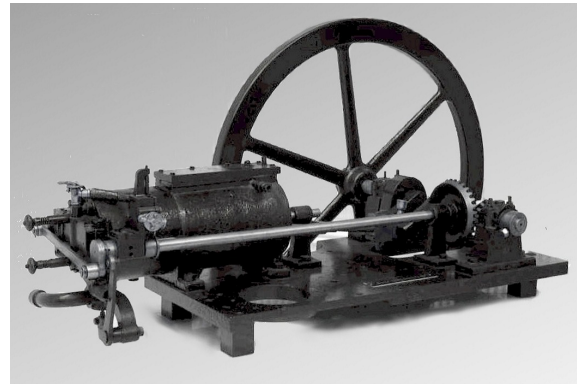
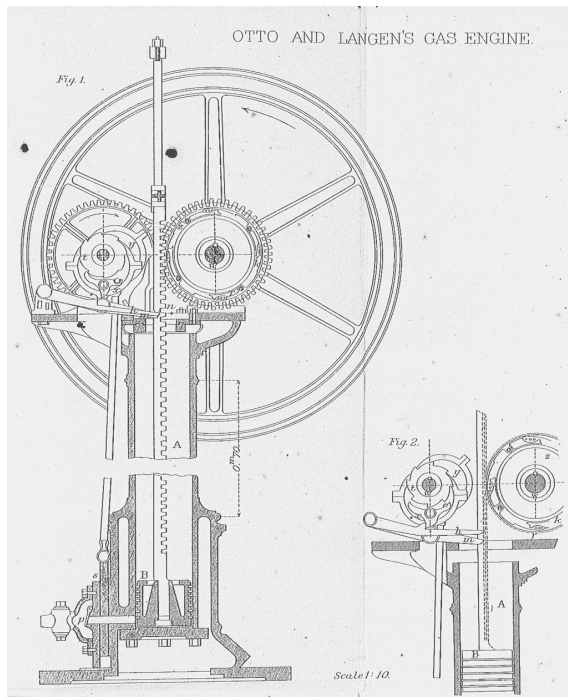


Fig. 311 ランゲンとオットーのガス機関

オットーのガス機関

フリーピストン大気圧機関 当初製作した2行程サイクル大気圧機関では、ピストンと駆動軸はラック・ピニオンとラチェット機構で結合し、ピストンの下降行程の前半で動力をとりだした。ルノアール機関よりはるかに高効率で、80 rpm、0.5 HP で12%の熱効率で運転し、1867年のパリ世界博覧会のコンペティションで金メダルを獲得した。この機関ではカムとスライド弁を組み合わせたガス炎点火システムを用い、0.25～3HPのものが作られた。1875年ころには、年間634台の機関を生産していた。

オットーサイクル機関 1876年に、オットーは現在のガソリン機関と同じ動作の4行程サイクル内燃機関を開発した。燃料はまだ灯火用のガスであった。シリンダ配置は水平で、ガス炎点火を備えスライド弁で制御した。当時、電氣的点火はまだ信頼性が低かった。

1884年にDeutz社は、気化器および安定した低電圧点火システムを開発した。これにより、液体の石油燃料の使用が可能となり、輸送用途への応用が可能となった。

■ダイムラーとマイバッハ [11] Deutz 社で働いていたダイムラーは、オットーと意見が合わなくなり、1880 年にダイムラーが契約期限が切れて去り、続いてマイバッハも退社した。

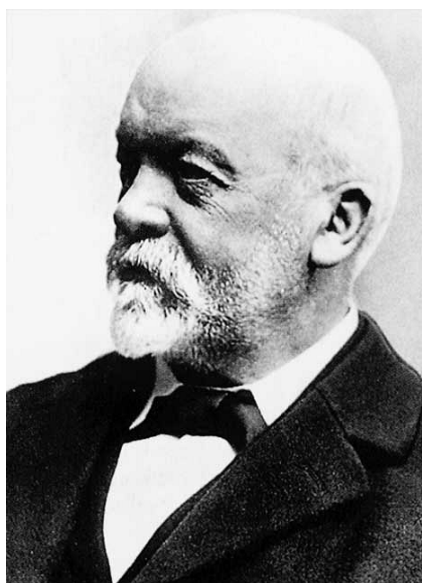


Fig. 312 ゴットリープ・ダイムラー



Fig. 313 ウィルヘルム・マイバッハ

二人はシュトゥットガルトで自動車用の内燃機関の開発を続け、1885 年にガソリン機関 "Grandfather clock" を製作して特許を取り、2 輪車に搭載した [11]。これが最初のガソリン機関で走る 2 輪車となった。同じ年、近隣のマンハイムでカール・ベンツが 3 輪車にガソリン機関を搭載した自動車を開発して、翌 1886 年特許を取った。ダイムラーらは後で知った。



Fig. 314 ダイムラーの 2 輪車



Fig. 315 ダイムラーの 4 輪車

1890 年ダイムラー・モトーレン・ゲーゼルシャフト (DMG) を設立して、自動車の製造と販売を始めた。DMG はダイムラーの死後、1926 年にベンツの会社と合併し、ダイムラー・ベンツ (現在のダイムラー AG) となった。

■ブレイトン [12]



Fig. 316 ジョージ・ブレイトン

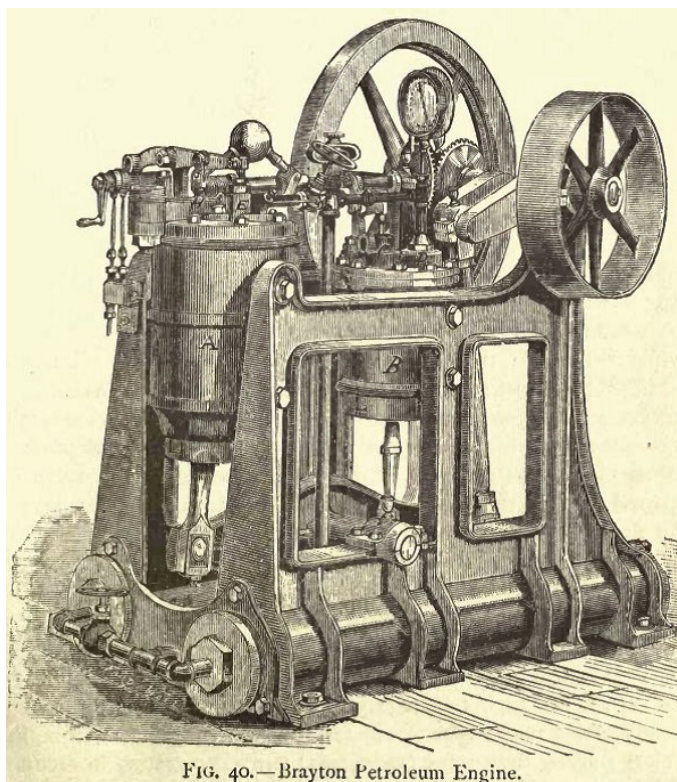


Fig. 317 ジョージ・ブレイトンの Ready Motor

ジョージ・ベイリー・ブレイトン (George Baily Brayton; 1830-1892) は、アメリカのロードアイランド州で生まれた。1872年に「Ready Motor」と名づけた往復動式定圧燃焼機関の特許を申請した。その熱機関はピストン・シリンダ式の圧縮機と膨張機で構成されていた。気化器でガスと空気の混合気を作り、それを圧縮機で圧縮してリザーバー・タンクに一度溜める。それを膨張機に導くが、膨張機へ入る直前でパイロット火炎により点火燃焼させて、ピストン式膨張機で仕事を取り出す。膨張機はクランク軸を介して圧縮機に繋がり、圧縮機を駆動して残りの仕事が出力として取り出された。当初は石炭ガスを燃料としたが、後には灯油等の石油系燃料を使用した。揚水ポンプ、製粉、さらには船舶の推進などの用途に用いられた。また、1878年にジョージ B. セルデンはブレイトンの熱機関で駆動される四輪自動車を開発した。

ブレイトンサイクルという名称は、現在ではガスタービン機関の理論サイクルを表すのに用いられている。単純なガスタービン機関は、回転翼式の圧縮機とタービンおよび燃焼器で構成されており、ブレイトンの熱機関と同じブレイトンサイクルを行う。

■ディーゼル [13] ルドルフ・クリスチアン・カール・ディーゼル (Rudolf Christian Karl Diesel, 1858-1913) は、フランスのパリで生まれた。一家はドイツのバイエルン州アウクスブルク出身で、フランスに移住していた。ルドルフは幼少期はフランスで過ごしたが、1870 年の普仏戦争勃発により国外退去となり、一家はロン



Fig. 318 ルドルフ・ディーゼル

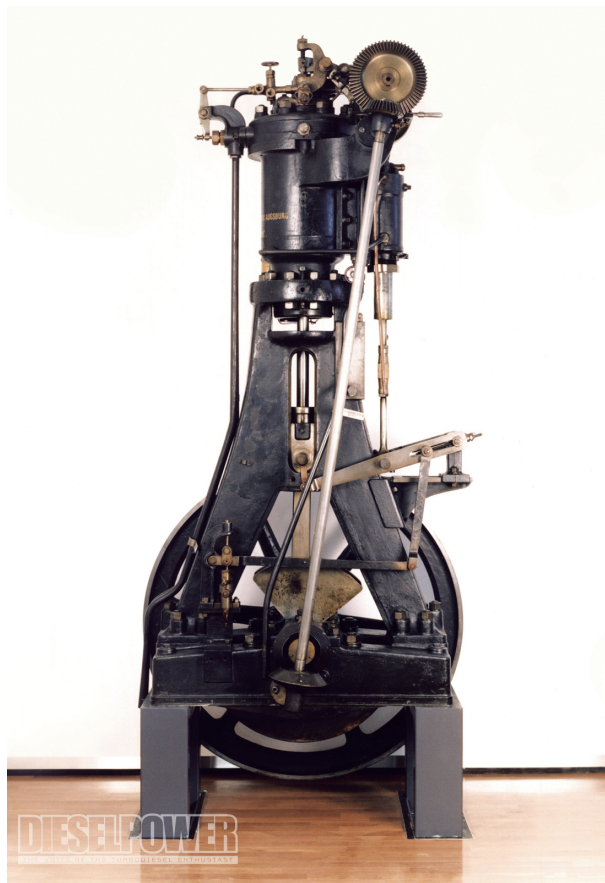


Fig. 319 ディーゼルの 1 号機

ドンへ移住した。12 歳のルドルフはドイツ郷里の叔父のもとへ移り、職業訓練学校、工業学校、ミュンヘン工科大学で学んだ。ミュンヘンでは教授カール・フォン・リンデの指導を受けた。在学中、腸チフスで留年し、その間スイスのスルザー社で技術者としての実地経験を得た。

1880 年に、トップの成績で卒業するとパリへ戻り、移籍していたかつての師リンデの助手として冷凍・製氷工場の設計と建設を行い、その工場の工場長となり、数々の特許をフランスとドイツで取得した。

1890 年に妻子と共にベルリンに移り、リンデの研究開発部門の責任者となった。冷凍以外の分野にも研究を広げ、アンモニア蒸気を用いた蒸気機関の開発も行った。

ディーゼルは熱力学の理論と実際を理解しており、当時の蒸気機関では熱効率が 10 % 程度であることを知っていた。彼はより効率の高い機関を目指して実験と改良を重ね、1893 年に、圧縮着火式内燃機関を開発した。マン社の支援も受け、ドイツやアメリカを含む各国で特許を取得した。

1913 年、ディーゼルはロンドンでの会議に出席するための船上で、海中に転落し死亡した。事故か自殺かは不明のままである。

■蒸気タービンおよびガスタービン 1 世紀頃、アレキサンドリアのヘロンが蒸気が噴き出る反動を利用したアイオロスの球（ヘロンの蒸気機関）を考案したとされる。その後も、レオナルド・ダ・ヴィンチなど何人かの人々が気体や蒸気の吹き出す力を動力に用いるアイデアを残しているが、実際の動力機関は、まずシリンダー・ピストン方式が実現され、はるかに遅れてタービン方式が実現された。出力が小さい間は、前者の方が後者より機関の動作が確実であり、不十分な技術レベルでも動作できた事情が背景にあると考えられる。

1791 年、イギリスの技術者ジョン・バーバーが圧縮機、燃焼器、タービンで構成されたガスタービンを考案し、初のガスタービン特許を取得したとされるが、動作するガスタービンは作ることができなかった。1872 年のドイツのフランツ・シュトルツェも同様であった^{*1}。

蒸気タービンは、1882 年にスウェーデンのグスタフ・ド・ラバル（Gustaf de Laval, 1845-1913）が単段の衝動式蒸気タービンを開発・試作した。

1884 年、イギリスのチャールズ・アルジャーノン・パーソンズ（Charles Algernon Parsons, 1854-1931）は多段の反動蒸気タービンを考案し、1889 年に発電用に実用化した。1894 年に、パーソンズは蒸気タービン船のアイデアで特許をとり、タービニアという実験艇を作り、船舶への応用の道を開いた。

1895 年に米国のチャールズ・ゴードン・カーティス（Charles Gordon Curtis）が二速度の速度複式衝動タービンを開発し、1898 年にはフランスのラトー（Auguste Camille Edmond Rateau; 1863-1930）が多段衝動蒸気タービンを実用化した。

一方のガスタービン機関では、タービンの出力に比べて圧縮機の所要動力が大きく、19 世紀の間は実用的な機関は作れなかった。圧縮機の効率が極めて低かったのが原因であった。1930 年代に入って、スイスで地道にガスタービンの研究を進めていたブラウン・ボベリー社は、加圧燃焼ボイラー（ペロックスボイラー）と組み合わせた排気タービン過給機を開発した。これをもとに同社は 1939 年に 4000kW の初の実用的発電用ガスタービンを製作した。

1930 年、イギリスの飛行機乗りフランク・ホイットル（Frank Whittle; 1907-1996）がジェットエンジンの特許を取得し、1939 年にドイツのオハイン（Hans von Oheine）が製作したジェットエンジンが、初めて航空機に搭載された。

^{*1} 同じ 1872 年にブレイトンが、バーバーのガスタービンと同じサイクルをピストン・シリンダー方式で実現した。

11.3 今日における熱機関

ロケットを除く熱機関では、作業物質（流体）がサイクルを行う。そのサイクルの特徴より、熱機関を次のように分類することができる。

■加熱方式による分類

- (1) 内燃式 — 作業物質自身が燃焼し発熱する方式（例：ガソリン E. その他多数）。
- (2) 外燃式 — 作業物質を外部より加熱する方式（例：ボイラー・蒸気タービン）。

■作業物質の入れ替えの有無による分類

- (1) オープンサイクル — 1 サイクルごとに作業物質が入れ替わるサイクル（例：内燃式機関全て）。
- (2) クローズドサイクル — 同一の作業物質を繰り返し用いるサイクル（例：ボイラー・蒸気タービン）。

■作業物質の相による分類

- (1) ガスサイクル — 主に気相で行われるサイクル（理想気体の諸関係式を用いる）。
- (2) 蒸気サイクル — 気相と液相にまたがって行われるサイクル（蒸気表、線図を用いる）。

■熱機関の好適機能範囲 熱機関の種類は多岐に及ぶが、ガソリン機関、ディーゼル機関、ガスタービン機関（ジェット機関を含む）、ボイラー・蒸気タービンの4機関が総出力、台数の大半を占めている。各熱機関には技術的に可能で、かつ市場の競争に打ち勝てる出力範囲（好適機能範囲）があり、Table301 にその概数を示す。ただし、これらは、関連分野の技術進歩に応じて時代と共に変わるものである。

Table 301 主要熱機関の好適機能範囲（概数）

PS	1	10	100	1000	1 万	10 万	100 万
kW	1	10	100	1000	1 万	10 万	100 万
ガソリン機関	⇐	=====	⇒				
ディーゼル機関		⇐	=====	=====	⇒		
ガスタービン機関			⇐	=====	=====	⇒	
ボイラー・蒸気タービン (鉄腕アトム)				⇐	=====	=====	⇒
						⇐⇒	

12 熱機関のサイクル

熱機関のうち、内燃機関（ガソリン機関、ディーゼル機関、ガスタービン機関等）の理論サイクルには、次の空気標準サイクルが用いられる。

■空気標準サイクル 以下の仮定のもとで、実際の内燃機関のサイクルを単純化したサイクルを空気標準サイクルという。

- (1) 作業物質は空気 ($N_2 : O_2 : \text{etc} = 78 : 21 : 1$) である。つまり、燃料成分ガスの混入や燃焼ガスとなることは無視する。
- (2) 空気は比熱一定の理想気体（狭義の理想気体）である。
- (3) 外燃式のクローズドサイクルである。つまり、外部熱源から熱を供給し、また外部熱源へ熱を放出する。
- (4) 可逆サイクルである。

各内燃機関に対応した空気標準サイクルには、以下のようなものがある。

12.1 オットーサイクル

オットーサイクルは火花点火機関の空気標準サイクルであり、四行程サイクルガス機関（都市ガス）の発明者ニコラウス・アウグスト・オットーにちなんでいる。

機関はシリンダとピストン・クランク機構で構成され、下死点のシリンダ容積 V_1 、上死点のシリンダ容積 V_2 を用いて、 $V_1 - V_2 = V_h$ が行程容積、 $V_1/V_2 = \epsilon$ が圧縮比とよばれる。

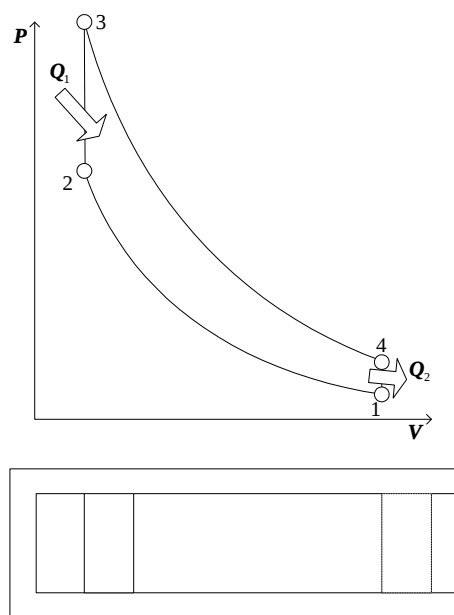


Fig. 320 オットーサイクルの $p - V$ 線図

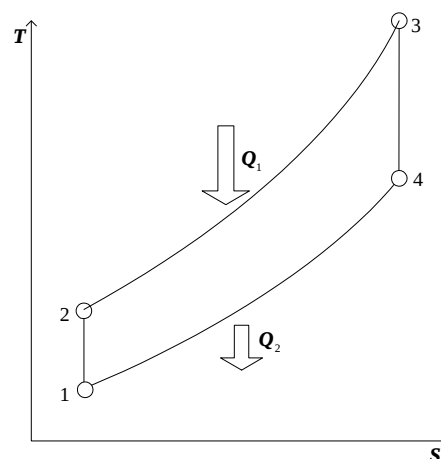


Fig. 321 オットーサイクルの $T - S$ 線図

■動作 ピストンが下死点にあり、シリンダ内が吸気（実際は空気と燃料の混合気であるが空気で置き換える）で満たされた下死点から始まるとして、オットーサイクルの動作は次のようになる。

- (1) 1: 吸気の状態 (下死点)
- (2) 1~2: 上死点までピストンで断熱圧縮する。
- (3) 2~3: 上死点で点火して短時間に燃焼する。この間のピストンの動きを無視して、等積加熱で置き換える。加熱量は $Q_1 = Gc_v(T_3 - T_2)$ 。
- (4) 3~4: 温度と圧力が高くなった燃焼ガスでピストンを押し、下死点まで膨張する。これを空気の断熱膨張で置き換える。
- (5) 4~1: 下死点付近で排気弁と吸気弁が開いて、新しい吸気で燃焼ガスを排出 (掃気) する。または、ピストンがさらに一往復する間に排気弁と吸気弁を開閉し、燃焼ガスと新しい吸気を入れ替える (排気、吸気)。この間のピストンの動きを無視して、等積冷却で置き換える。冷却量 $Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1)$

各点の体積、圧力、温度は理想気体の可逆変化として、Table 302 のように求まる。ただし、吸気の V_1, P_1, T_1 、圧縮比 ϵ 、および圧力上昇比 $\alpha = P_3/P_2$ は既知とする*2。

Table 302 オットーサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_1/\epsilon$	$P_3 = P_2\alpha = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_2\alpha = T_1\alpha\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3/\epsilon^\kappa = P_1\alpha$	$T_4 = T_3/\epsilon^{\kappa-1} = T_1\alpha$

■ 熱効率 これより、サイクルの熱効率は次のように求まる。

$$\eta = \frac{\text{仕事}}{\text{加熱量}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (301)$$

式 (301) より、熱効率を向上させるには

- (1) 圧縮比 ϵ を高くする。
- (2) 比熱比 κ を大きくする (空気では $\kappa = 1.4$)

ことが有効であり、この場合は (1) だけが可能である。

実際の火花点火機関では、圧縮比を高くすると次の障害が発生しやすくなる。

- (1) 火花点火前に混合気が自然着火する (早期着火)。
- (2) 点火後に火炎が広がり既燃部分が膨張することにより、未燃部分が断熱圧縮されて自然着火する (ノッキング)。

このためガソリン機関ではほぼ $\epsilon < 10$ であり、熱効率は 20% 前後となる。

*2 圧力上昇比 $\alpha = P_3/P_2 = T_3/T_2$ は空気単位量あたりの加熱量 Q_1/G に依存する。火花点火機関では、空気と燃料の比はほぼ一定であるので、圧力上昇比もほぼ一定値になる。

12.2 ディーゼルサイクル

断熱圧縮、等圧加熱、断熱膨張、等積冷却より構成される空気標準サイクルはディーゼルサイクルとよばれる。ディーゼルサイクルは低速の圧縮着火機関の空気標準サイクルであり、ディーゼル機関の発明者ルドルフ・ディーゼルにちなんでいる。圧縮着火機関は過去には焼玉機関等があったが、現在はディーゼル機関だけである。ディーゼル機関が高速になるとディーゼルサイクルから大きくずれるため、次節のサバテ-サイクルを用いる。

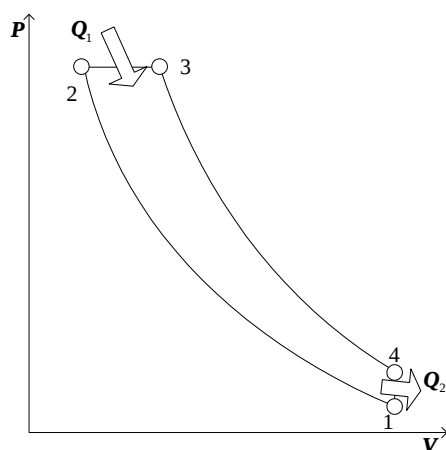


Fig. 322 ディーゼルサイクルの $P-V$ 線図

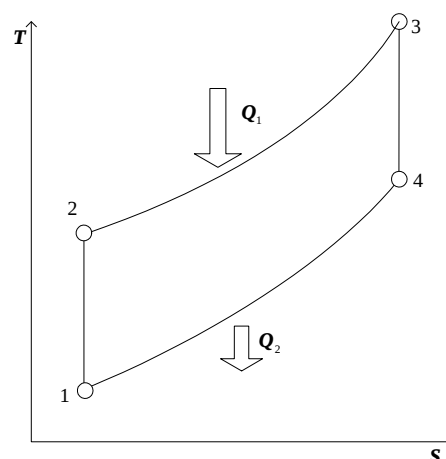


Fig. 323 ディーゼルサイクルの $T-S$ 線図

■動作 低速の圧縮着火機関の動作 (ディーゼルサイクル) は次のようになる。

- 1～2: 空気だけを吸気し断熱圧縮する。圧縮比を高くし、圧縮後の空気温度を高くする。
- 2～3: 上死点で燃料噴射を開始する。噴射された燃料は、高温の空気と混合して、自然に着火する。一定のクランク角となるまで燃料噴射は継続されるので、シリンダ内では膨張しながら同時に燃焼が進行する。この間を、等圧加熱で近似して置き換える。加熱量 $Q_1 = G_{c_p}(T_3 - T_2)$
- 3～4: 所定のクランク角で燃料噴射を打ち切り、噴射ノズルの噴射弁を締め切る。これ以降、下死点まで断熱膨張となる。 $\sigma = V_3/V_2$ を (燃料噴射弁) 締切比とよぶ。
- 4～1: 下死点で排気・吸気 (または掃気) を行う。これを等積冷却で置き換える。冷却量 $Q_2 = G_{c_v}(T_4 - T_1)$

各点の圧力、体積、温度をまとめて Table 303 に示す。

Table 303 ディーゼルサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_2\sigma = V_1\sigma/\epsilon$	$P_3 = P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_2\sigma = T_1\sigma\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3(\sigma/\epsilon)^\kappa = P_1\sigma^\kappa$	$T_4 = T_3(\sigma/\epsilon)^{\kappa-1} = T_1\sigma^\kappa$

■熱効率 熱効率は次式となる。

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{G_{c_v}(T_4 - T_1)}{G_{c_p}(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \frac{\sigma^{\kappa} - 1}{\kappa(\sigma - 1)} \quad (302)$$

式 (302) の熱効率を向上させるには

- (1) 圧縮比 ϵ を大きく (高く) する。
- (2) 噴射弁締切比 σ を小さく (1 に近く) する。
- (3) 比熱比 κ を大きくする (空気では $\kappa = 1.4$)

締切比は、同一の機関でも負荷により異なる (軽負荷ほど効率がよい)。設計条件の締切比を小さく選ぶと、大きさの割には出力が大きく取れない。従って、運転費 (熱効率) は節約できるが、設備費増となる。

実際のディーゼル機関において圧縮比を高くすると、

- (1) 燃焼室が偏平化するため、燃焼に工夫を要する。
- (2) 微細化した油滴を空気と混合し、気化拡散することが必要。
- (3) ピストン頭部形状を工夫する。
- (4) 直噴式に代えて、予燃焼室、空気室等の副室式とする。ただし、絞りに伴う損失が新たに生じる。

実際のディーゼル機関では、 $\epsilon = 15 \sim 25$ 程度で、熱効率 $\eta = 30 \sim 40\%$ 程度となる。

理想的には、高圧縮比でも燃焼室形状を良くするために、行程長/直径の比を大きくし、慣性力を抑えてかつ燃焼を確実にするために低速回転で直噴式とし、2 行程サイクルの排気タービン過給のユニフロー掃気方式とするのが最良の方式となっている。船用大型ディーゼル機関では、この方式で熱効率 50% を超えている。

■ディーゼル機関の燃焼 圧縮着火機関の燃焼では、燃料がシリンダ内に噴射されて着火するまでに遅れ (着火遅れ) が生じる。

- (1) 空気から噴霧への熱移動、噴霧の蒸発、および気体燃料と空気の混合に時間を要する (物理的遅れ)。
- (2) 化学反応 (複数の連鎖反応) が順次進行するのに時間を要する (化学的遅れ)。
- (3) 着火遅れは、燃料の種類、圧縮空気の温度、噴霧径、噴霧と空気の速度差等に依存するが、ディーゼル機関の実際の条件下では、 $1 \sim 5 \text{ ms}$ 程度の着火遅れとなる。

着火遅れのために、圧縮着火機関での燃焼は次のようなステップをたどる。

- (1) 着火遅れ期間 燃料噴射開始から着火するまで期間は、断熱圧縮が継続し、この間にシリンダ内に混合気と雲状の噴霧が形成される。
- (2) 予混合燃焼期間 着火条件が整った場所で着火し、火炎が広がって短時間で燃焼する。これはガソリン機関の燃焼と同様であり、ほぼ等積燃焼となる。
- (3) 拡散燃焼期間 燃料噴射が続く間、次々噴射される噴霧が空気と混合されて着火条件に達して燃焼が続き、同時にピストンが動いてシリンダ内のガスは膨張するので、等圧燃焼に近くなる。
- (4) あと燃え期間 燃料噴射弁が閉じて燃料が遮断され (滴は極力避ける構造)、シリンダ内のまだ燃焼し終わっていない混合気や燃料が燃える。等圧燃焼から断熱膨張に移る。

低速機関では、ピストンの移動時間に比べて着火遅れやあと燃え期間が無視でき、ディーゼルサイクルに近くなる。

12.3 サバテサイクル

断熱圧縮、等積加熱、等圧加熱、断熱膨張、等積冷却より構成される空気標準サイクルはサバテサイクルとよばれる。中速、高速の圧縮着火機関では、着火遅れによる予混合燃焼期間が無視できず、ディーゼルサイクルから大きくずれるため、理論サイクル(空気標準サイクル)として本節のサバテサイクルを用いる。

サバテサイクルはオットーサイクルとディーゼルサイクルを組み合わせたサイクルであり、「複合燃焼(dual combustion)サイクル」、「トリンクラサイクル」等とよばれることもある。ロシア系ドイツ人 Gustav Trinkler が最初に用いたとされている。

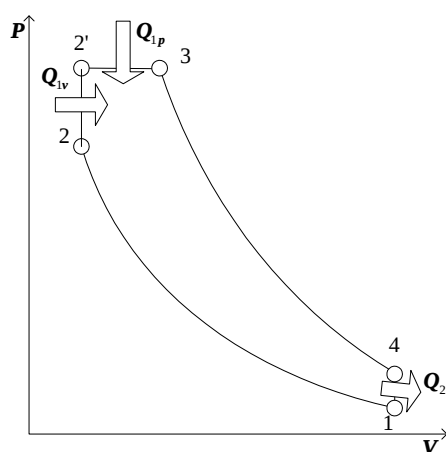


Fig. 324 サバテサイクルの $P-V$ 線図

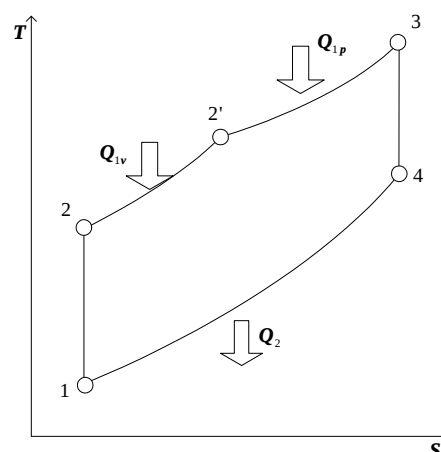


Fig. 325 サバテサイクルの $T-S$ 線図

■動作 サバテサイクルは、以下のような動作となる。

1~2: 吸気を下死点から上死点まで断熱圧縮する。

2~2': 着火遅れ期間に噴射された燃料が、ほぼ等積で予混合燃焼を行う。これを等積加熱で置き換える。加熱量 $Q_v = Gc_v(T_{2'} - T_2)$ 。

2'~3: 継続的に噴射される燃料がほぼ等圧で拡散燃焼を行う。これを等圧加熱で置き換える。加熱量 $Q_p = Gc_p(T_3 - T_{2'})$ 。

3~4: 噴射弁締め切りから下死点まで断熱膨張を行う。

4~1: ピストンが下死点に位置している間に、燃焼ガスと吸気の入れ替えを行う。これを等積冷却で置き換える。冷却量 $Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1)$

$\alpha = P_{2'}/P_2$: 圧力上昇比、および $\sigma = V_3/V_2$: 縮切比圧力上昇比を用いて、各点の体積、圧力、温度を求めると Table 304 となる。

■熱効率 熱効率は次式のように求まる。

$$\eta = 1 - \frac{Q_v + Q_p}{Q_1} = 1 - \frac{Gc_v(T_4 - T_1)}{G\{c_v(T_{2'} - T_2) + c_p(T_3 - T_{2'})\}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \frac{\alpha\sigma^{\kappa} - 1}{(\alpha - 1) + \kappa\alpha(\sigma - 1)} \quad (303)$$

熱効率を向上させるには、ディーゼルサイクルと同じく、次のようにすればよい。

Table 304 サバテサイクル各点の状態量

	V	P	T
1	V_1	P_1	T_1
2	$V_2 = V_1/\epsilon$	$P_2 = P_1\epsilon^\kappa$	$T_2 = T_1\epsilon^{\kappa-1}$
2'	$V_{2'} = V_2 = V_1/\epsilon$	$P_{2'} = P_2\alpha = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_{2'} = T_2\alpha = T_1\alpha\epsilon^{\kappa-1}$
3	$V_3 = V_{2'}\sigma = V_1\sigma/\epsilon$	$P_3 = P_{2'} = P_1\alpha\epsilon^\kappa$	$T_3 = T_{2'}\sigma = T_1\alpha\sigma\epsilon^{\kappa-1}$
4	$V_4 = V_1$	$P_4 = P_3(\sigma/\epsilon)^\kappa = P_1\alpha\sigma^\kappa$	$T_4 = T_3(\sigma/\epsilon)^{\kappa-1} = T_1\alpha\sigma^\kappa$

- (1) 圧縮比 ϵ を大きく (高く) する。
- (2) 噴射弁締切比 σ を小さく (1 に近く) する。

■ オットーサイクルとディーゼルサイクルの比較 式 (303) で、 $\sigma = 1$ と置けばオットーサイクルの式 (301) に一致し、 $\alpha = 1$ と置けばディーゼルサイクルの式 (302) に一致する。これより、オットーサイクルとディーゼルサイクルの熱効率を比較すると、次のことがわかる。

- (1) 圧縮比が等しければ、オットーサイクルの方がディーゼルサイクルより熱効率が良い。
- (2) 最高圧力が等しければ、オットーサイクルの方がディーゼルサイクルより熱効率が悪い。
- (3) 最高温度が等しければ、オットーサイクルの方がディーゼルサイクルより熱効率が悪い。
- (4) 現実には、両者の圧縮比の差が大きいため、ディーゼルサイクルの方が格段に熱効率が良い。

■ ガソリン機関、ディーゼル機関の性能 熱機関の出力は、通常は仕事率 ($\text{kJ/s} = \text{kW}$ 、PS) で表す。

$$1 \text{ PS} = 75 \text{ kgf m/s} = 75 \times 9.80665 \text{ N m/s} = 735.5 \text{ W}$$

仕事率は

$$\text{仕事率} = (1 \text{ サイクルの仕事 } W) \times (\text{単位時間のサイクル数 } n)$$

1 サイクルの仕事 W は、 $W = Q_1 - Q_2 = Q_1 \times \eta = (\text{P-V 線図の面積})$ 等から求まる。

単位時間のサイクル数 n は

$$n = \frac{\text{毎分回転数 } rpm}{60 \times (1 \text{ or } 2)} \quad (1: 2 \text{ 行程サイクル機関}, 2: 4 \text{ 行程サイクル機関})$$

となる。2 行程サイクル (2 stroke cycle) 機関では、クランク軸が 1 回転すると 1 サイクルが完了するが、4 行程サイクル機関では、排気と吸気の行程が入るため、クランク軸の 2 回転で 1 サイクルが完了する。

また、機関の性能の目安として次の平均有効圧力 P_m もよく用いられる。

$$P_m = \frac{W}{V_1 - V_2} = \frac{Q_1 \eta}{V_1(1 - 1/\epsilon)} = P_1 \frac{Q_1}{GRT_1} \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \right)$$

$V_2 - V_1$ は行程容積であり、平均有効圧力は単位行程容積あたりの仕事量を表しており、 $P - V$ 線図上の面積を同じ行程容積の長方形で表した高さ (圧力) になっている。

12.4 ブレイトンサイクル

断熱圧縮、等圧加熱、断熱膨張、等圧冷却より構成される空気標準サイクルは、ブレイトンサイクルとよばれる。

このサイクルに対応する熱機関としては、1872年にジョージ・ブレイトンが、ピストン・シリンダ式の圧縮機と膨張機に燃焼器を組み合わせた往復動式定圧燃焼機関を開発したが、ブレイトンサイクルは、現在ではガスタービン機関の理論サイクルとして用いられている。

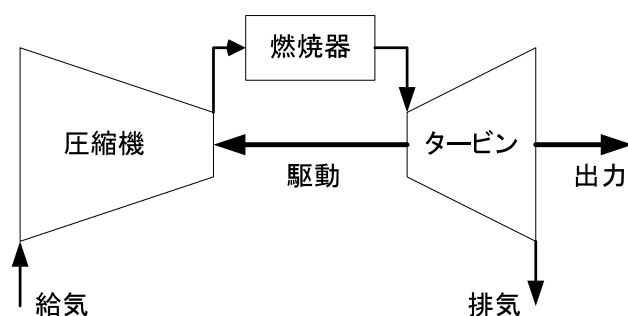


Fig. 326 ガスタービン機関の構成

ガスタービン機関は圧縮機、燃焼器、タービンから構成され、通常は排気を大気放出するオープンサイクルの内燃機関である。大きさの割りに高出力、軽量で比較的小型にできる。比較的低質の燃料が使える、高速回転で振動が少ない等の特徴がある。ジェットエンジンもガスタービンの一種である。

おもな用途は、火力発電（内燃力）の一部、航空機（各種ジェット機、プロペラ機、ヘリコプタ）、高速艦艇、鉄道の一部等である。

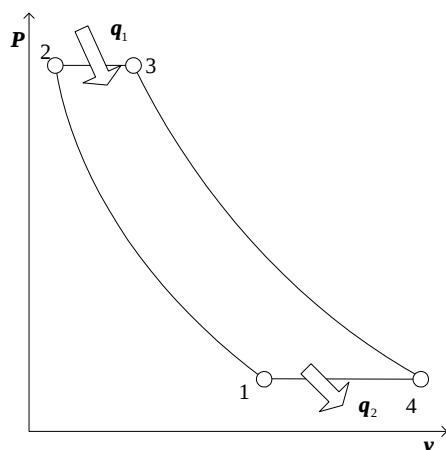


Fig. 327 ブレイトンサイクルのP-V線図

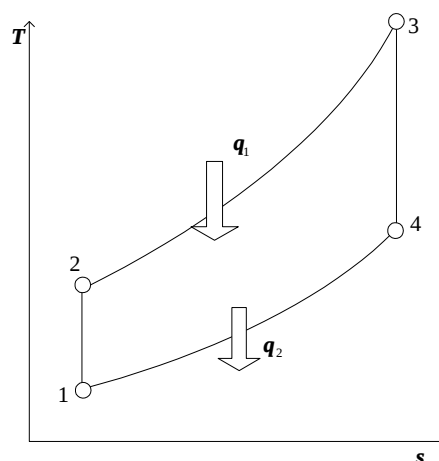


Fig. 328 ブレイトンサイクルのT-S線図

■ ブレイトンサイクルの動作

- 1～2: 外気を取り入れ（給気）、圧縮機で所定圧力まで断熱圧縮する。
- 2～3: 燃焼器で圧縮空気中に燃料を噴き込み、等圧で燃焼する。これを等圧加熱と考える。単位空気量あたりの加熱量は $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$ 。
- 3～4: 燃焼ガス（空気と見なす）をタービンで外気圧まで断熱膨張する。
- 4～1: 膨張後の燃焼ガスはそのまま大気中へ排気する。これを、高温の排気を給気温度まで等圧で冷却したと置き換える。単位空気量あたりの冷却量 $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$

Table 305 ブレイトンサイクル各点の状態量

	P	V	T
1	P_1	v_1	T_1
2	$P_2 = P_1 r$	$v_2 = v_1 / r^{\frac{1}{\kappa}}$	$T_2 = T_1 r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
3	$P_3 = P_2 = P_1 r$	$v_3 = v_2 \phi = v_1 \phi / r^{\frac{1}{\kappa}}$	$T_3 = T_2 \phi = T_1 \phi r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
4	$P_4 = P_3 / r = P_1$	$v_4 = v_3 r^{\frac{1}{\kappa}} = v_1 \phi$	$T_4 = T_3 / r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \phi$

各点の圧力、体積、温度をまとめて Table 305 に示す。ただし、 $r = P_2/P_1$: 圧力比、 $\phi = v_3/v_2 = T_3/T_2$ である。

■ 熱効率 熱効率は次式となる。

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (304)$$

式 (304) より、熱効率を向上させるには圧力比 r を大きくすれば良い。

圧力比の上昇は燃焼器入口温度の上昇となり、必然的に燃焼器出口のガス温度上昇をもたらす。

実際には、燃焼器出口（タービン入口）のガス温度は 800 ～ 900 以下（タービン翼を水冷する場合で 1200 ～ 1300 以下）に制限されるため、圧力比はあまり高くできない*3ので、ガスタービン単独の熱効率は低くなる。

ガスタービンと他の熱機関を組み合わせる例がいくつかある。ガソリン機関、ディーゼル機関の排気でガスタービンを回して過給 (supercharge) を行う排気タービン過給などは古くから実働している。ガスタービン排気をボイラに導いたランキンサイクルとの複合サイクル (コンバインドサイクル) は、近年建造の火力発電の主流となっている。



ガスの流れは図の左から右へ、空気取入口 → 5 段軸流圧縮機 → 半径流圧縮機 → 燃焼器 → 2 段タービン → 排気ノズルとなる。
図の左側は減速歯車を介してプロペラ軸に繋がる。

Fig. 329 航空機用ガスタービン (Lycoming 社 T 53 型ターボプロップ エンジン)

*3 最高温度を制限して圧力比だけを上げると、空気量に対して燃料の量を少なくせざるをえなくなる。これは出力の減少となり、機関の大型化による初期コストの増加をもたらす。

12.5 ランキンサイクル

ボイラと蒸気タービン (または蒸気機関) を組み合わせた熱機関のサイクルをランキンサイクルという*⁴。熱機関そのものはニューコメンやワットなどの発明であるが、後年、イギリスのウィリアム・ランキン (William John Macquorn Rankine, 1820-1872) が、この熱機関の理論をサイクルとして確立したので、ランキンサイクルとよばれている。クラウジウスサイクル、クラウジウス・ランキンサイクルとよばれることもあり、より広い意味を込めて、蒸気原動所サイクル、蒸気サイクルと称されることもある。

内燃機関等の他の熱機関の理論サイクルと比較して、以下のような特徴がある

- (1) 蒸発・凝縮を利用するため、等温で熱を授受する部分が多く、カルノーサイクルに近くなる。
- (2) 液相での圧縮となるため、タービンで得る仕事に比べてポンプ所要仕事が少なくて済む。
- (3) 蒸気動力自体大出力向きであり、特にタービン形式の場合は小型には不向きである。

このサイクルの現在における主な用途は、汽力発電および超大型船舶の主機である。

■サイクルの動作 単純な蒸気原動所の主要設備構成とサイクルの T-s 線図を Fig.330、331 に示す。

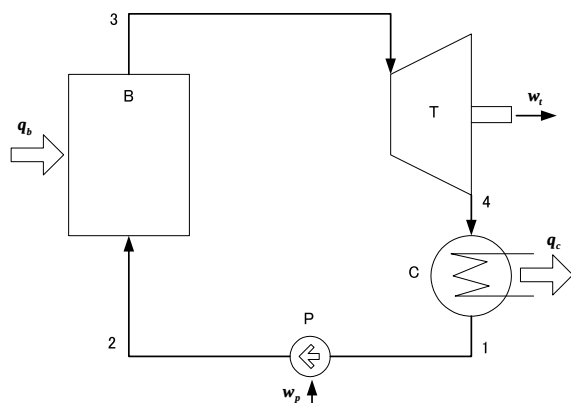


Fig. 330 ランキンサイクルの構成

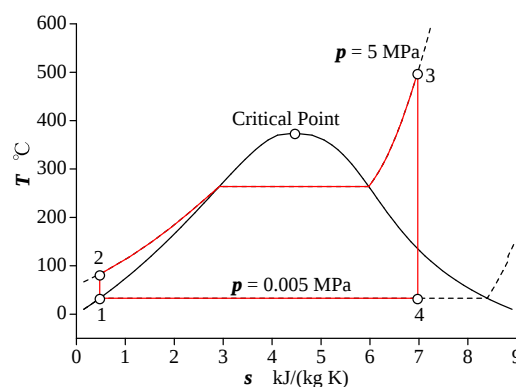


Fig. 331 ランキンサイクルの T-s 線図

サイクルの動作の概要は以下ようになる (状態番号と機器記号は Fig.330、331 に対応)。

給水ポンプ P: 飽和水 1 を加圧 (等エントロピー圧縮) してサブクール水 2 とする。

ボイラ B: サブクール水 2 をで等圧加熱して過熱蒸気 3 とする。

タービン T: 過熱蒸気 3 を断熱膨張 (等エントロピー膨張) させる。タービン出口 4 では通常、高かわき度の湿り蒸気となる。

復水器 (凝縮器): 湿り蒸気 4 を で等圧冷却して飽和水 1 にする。

復水器出口 1 が湿り蒸気 (蒸気を含んだ水) のままでは給水ポンプが破損する可能性が生じ、また、サブクール水まで冷やしすぎるとボイラの加熱量が增加するので、復水器出口は飽和水になるように運転する。

*⁴ ランキンサイクルは空気標準サイクルではない。

タービン入口 3 が飽和蒸気であれば、タービン内でかわき度が低下して水滴が多くなり、タービン翼の腐食疲労や、水滴による損失 (湿り損失) が増加するので、タービン入口 3 は過熱蒸気としタービン出口 4 のかわき度を高く保つ^{*5}。

■ 加熱量，出力，熱効率 等 各装置での加熱量、仕事、サイクルの熱効率等は以下のとおりである。

ボイラの加熱量： $q_B = h_3 - h_2$

復水器の放熱量： $q_C = h_4 - h_1$

タービンの仕事： $w_T = h_3 - h_4$

給水ポンプ所要仕事： $w_P = h_2 - h_1$

サイクルの熱効率：

$$\eta = \frac{w_T - w_P}{q_B} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{q_B - q_C}{q_B} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

$$\simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}$$

上の最後の式では、 $w_P \ll w_T$ であるので $h_2 \simeq h_1$ と近似している。実用上はこれで全く問題ない^{*6}。

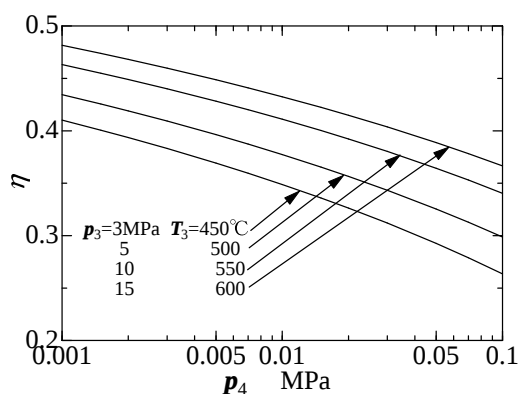


Fig. 332 熱効率に対する復水器圧力の影響

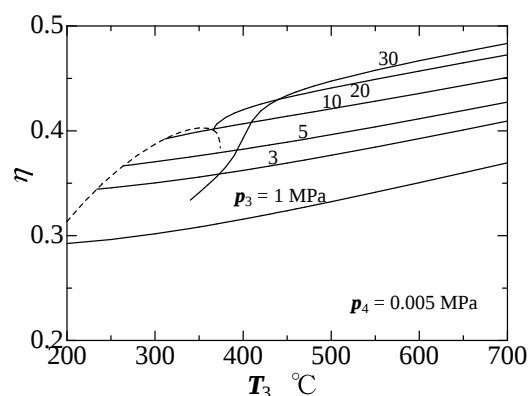


Fig. 333 熱効率に対する蒸気条件の影響

■ ランキンサイクルの改良 上記のように求めた結果を Fig.332、333 に示す。これより、次のことがわかる。

- (1) 復水器圧力 (温度) が低くなると、効率が著しく向上する。このため、深層取水等により冷却水の温度を下げたり、復水器の伝熱を極力よくする方策を採っている。
- (2) タービン入口の蒸気圧力、温度が上昇すると、熱効率が向上する。このため、蒸気条件は高温・高圧化に向かい、超臨界圧のサイクルも多くある。高温・高圧化に伴って、いくつかの問題点も生じるが、これを解消するために、再熱サイクル (1 段)、再生サイクル (数段) とするのが普通である。

^{*5} 原子炉などでは過熱蒸気とするのが構造的に難しいので、飽和蒸気のままタービンへ入れる。この場合は、タービン直前および途中で水分を除去する機器が必要となる。

^{*6} 実際の設備では、ボイラや途中の配管等で少なからぬ圧力損失が生じ、またはタービンでは等エントロピー膨張からずれる。これらの場合でも、上記の式は、各装置出入口の実際の比エンタルピーを用いれば、そのまま用いることができる。

13 冷凍機のサイクル

13.1 冷凍の原理と冷凍機の種類

熱機関のサイクルを逆に動作させれば、冷凍機（またはヒートポンプ）となる。冷凍機の作業流体は冷媒とよばれる。温度範囲が制限されている場合、逆カルノーサイクルが理想的な冷凍機のサイクルとなるが、冷媒として気体を用いる場合は等温での熱授受は実用的ではない。

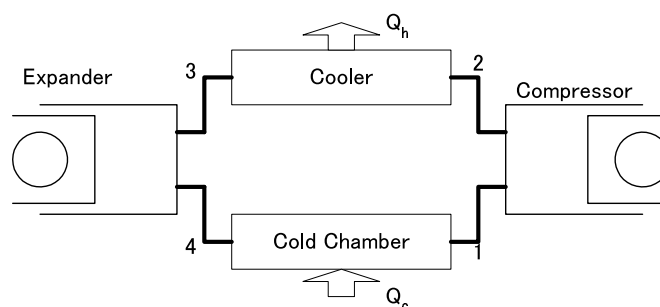


Fig. 334 気体冷凍サイクル

■気体冷凍サイクル 実用的な気体冷凍サイクルでは圧縮と膨張を別個の圧縮機と膨張機で行い、等圧冷却・加熱と組み合わせて次のように動作する (Fig.334、逆ブレイトンサイクルとなる)。

- (1) 冷媒としての気体 1 を圧縮機で断熱圧縮し、高温・高圧の圧縮気体 2 とする。圧縮に要する仕事を外部から供給することが必要である。
- (2) 圧縮気体 2 を放熱器に導き、常温まで冷却する (3)。
- (3) 冷却した気体 3 を膨張機に導き断熱膨張させ、低温、低圧とする (4)。膨張機で取り出した仕事は、圧縮機に要する仕事の一部として回収することができる。
- (4) 低温の気体 4 を目的とする低温室等へ導き、冷却対象から熱を取り除く。温度上昇した冷媒の気体 1 は、再び圧縮機へ戻り、サイクルを繰り返す。

後述のゴーリーの製氷機 (Fig.337) は、その最初の例である。圧縮機と膨張機は初期のものではシリンダとピストンを用いた容積式 (往復動式) であるが、後年の大型のものでは羽根車式 (回転式) も可能である。

■ジュール=トムソン効果の利用 実際の気体を絞りを通して減圧・膨張させれば、ある条件範囲で温度が少し低下する (ジュール=トムソン効果)。上述の膨張機の代わりに絞りをを用いても冷凍機として動作する。この場合は構造が簡単になるが、得られる温度降下は小さい。リンデ=ハンプソンの空気液化装置等に用いられている。

■液体の蒸発に伴う温度低下の利用 飽和温度に近い液体を絞りを通して減圧・膨張させると、一部の液体が蒸発するため温度が大きく低下する^{*7}。現在のほとんどの冷凍機はこの原理に基いており、蒸発した冷媒を循

^{*7} これも広い意味ではジュール=トムソン効果であると考えられることもできる。

環させて、圧縮・凝縮・絞り膨張・蒸発のサイクルを繰り返すことになる。そのサイクルは蒸気圧縮冷凍サイクルとよばれている（ランキンサイクルを逆にしたものとも考えることもできる。詳細は後述）。

蒸気圧縮冷凍サイクルの圧縮に相当する動作を、加熱により行う冷凍機（比較的大型）も使われている。吸収剤と呼ぶ液体（水等）への冷媒（アンモニア等）の溶解度が温度により変化することを利用するもので、吸収式冷凍機と呼ばれる。この場合には、動力の代わりに加熱を行って冷凍機を駆動する（小容量のポンプが必要）ことになるが、詳細は割愛する。

13.2 冷凍機の歴史

はるか以前においては、冷凍の唯一の方法は天然の水であった。

イギリスのウィリアム・カレン (W.Cullen 1712～1790 年) は 1755 年に、揮発性液体（エーテル）を蒸発させることで氷が作れることを報告している。その後 19 世紀初期には、水以外の蒸発しやすい液体（硫酸、エーテル^{*8} など）を用いることが何人かの人々により試みられた^{*9}。

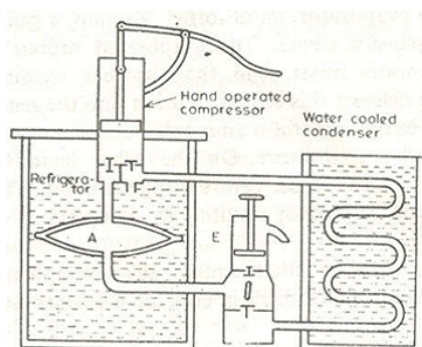


Fig. 335 Perkins 1996 History
Of Refrigeration.eps

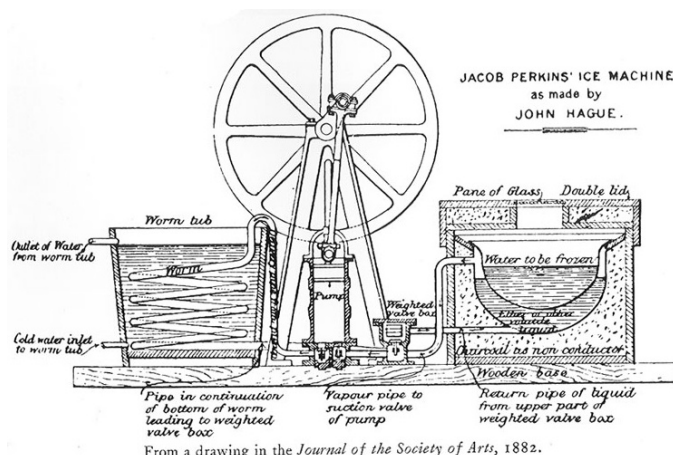


Fig. 336 Hague 1882 JPerkinsIceMc.eps

冷凍機としての形態を備えた最初のものは、1834 年のヤコブ・パーキンス (米 Jacob Perkins 1766～1849 年) による冷凍機である。パーキンスは、Fig.335 の冷凍機を設計して特許を出願し、翌年、彼のアイデアをもとにイギリスのジョン・ハーグが Fig.336 の試作機を製作した。エーテルを冷媒としているが、原理的には現在の蒸気圧縮冷凍機と同じである。その後、パーキンスはイギリスの特許をとり、製氷機を利用した事業を起こしたが、商業的には成功しなかった。需要が熟しなかったためとされている。

1844 年、アメリカ人の医者ジョン・ゴリー (John Gorrie 1803～1855 年) は黄熱病の患者救済のために空気を冷媒とした冷凍機を考案した。これは膨張機を用いて断熱膨張による温度降下を利用するもので、気体冷凍サイクルのさきがけとなった。

Fig.337 に示すように、往復動式の圧縮機と膨張機をクランクを介してひとつの軸に取り付けている。圧縮機で圧縮した高温の空気は、隣接した冷却器で冷却し、圧縮機後方のタンクにためる。タンクの圧縮空気を膨張機に入れ、膨張機で仕事を取り出すとともに断熱膨張させて温度を低下させ、膨張機の上の製氷器に導いて

^{*8} ジエチルエーテル $CH_3CH_2-O-CH_2CH_3$

^{*9} 1805 年のオリヴァー・エヴァンス (Oliver Evans 1755～1819 年)、1828 年のリチャード・トレヴィシック (Richard Trevithick 1771～1833 年) 等

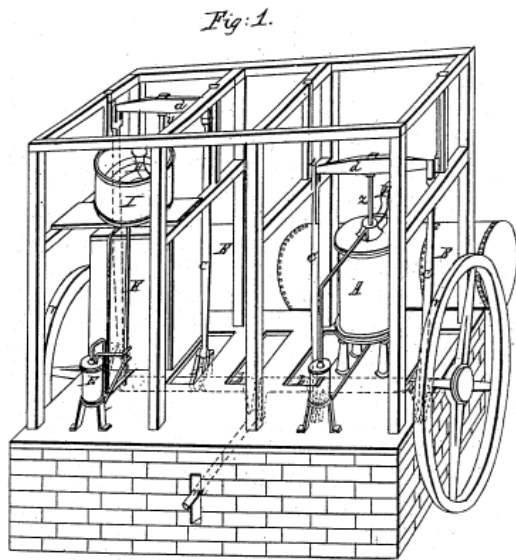
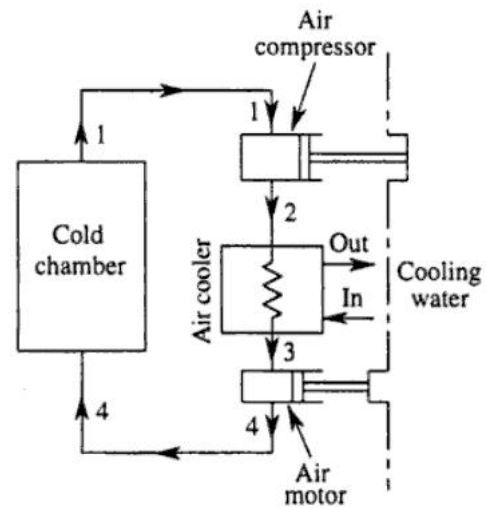


Fig. 337 ゴーリーの製氷機



水を冷却して氷を作る。膨張機で取り出した仕事により、圧縮機駆動の動力を軽減できる。

1876 年ドイツの Carl Paul Gottfried von Linde (1842-1934) は、アンモニアを冷媒とする冷凍機を製作して、その後の冷凍機の普及の基礎を作り、また、空気液化のリンデ-ハンプソン法も開発した。同じ頃アメリカの Boyle もアンモニアを冷媒とする冷凍機を製作した。

1859 年にフランスの Ferdinand Carré (1824-1900) がアンモニアを冷媒とし水を吸収剤とする吸収式冷凍機を製作した。第二次世界大戦後、アメリカの Carrier 社が臭化リチウムを吸収剤とし水を冷媒とする空調用の吸収冷凍機を製作した。

13.3 蒸気圧縮冷凍サイクル

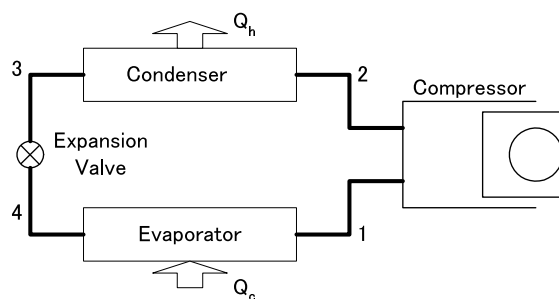


Fig. 338 蒸気圧縮冷凍機の構成

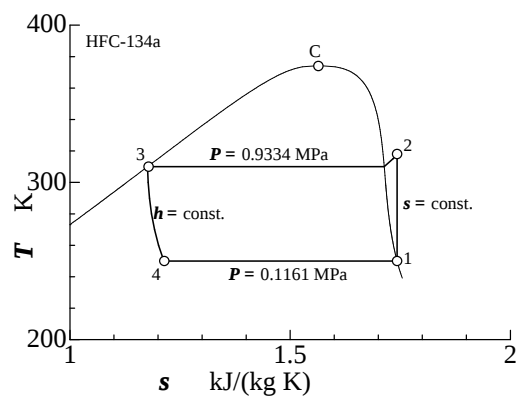


Fig. 339 蒸気圧縮冷凍サイクルの $T-s$ 線図

蒸気圧縮冷凍サイクルは、液体が蒸発する際に周囲から熱を奪う現象を利用した冷凍機のサイクルである。

Fig.338 において、蒸発した冷媒 1 は圧縮機で圧縮して昇温昇圧 2 し、凝縮器で放熱液化 3 し、膨張弁で減圧フラッシュ（一部蒸発）して低温の冷媒湿り蒸気 4 とし、蒸発器内で残りを蒸発気化 1 して周りから熱を吸収する。状態 1 を飽和蒸気、3 を飽和液とした理論サイクルの T-s 線図を Fig.339 に示す。

蒸気圧縮冷凍サイクルは、多くの商工業の冷凍設備として用いられるほか、家庭用の冷蔵庫、冷暖房機のほとんどで用いられている。

冷凍サイクルの計算では、P-h 線図（モリエル線図）が用いられる。上記の理論サイクルを P-h 線図に描き直したものを Fig.340 に示す。

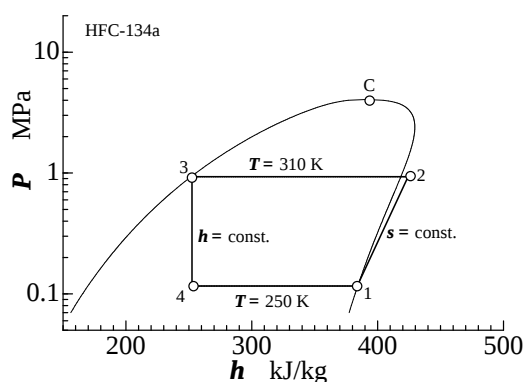


Fig. 340 蒸気圧縮冷凍サイクルの P-h 線図

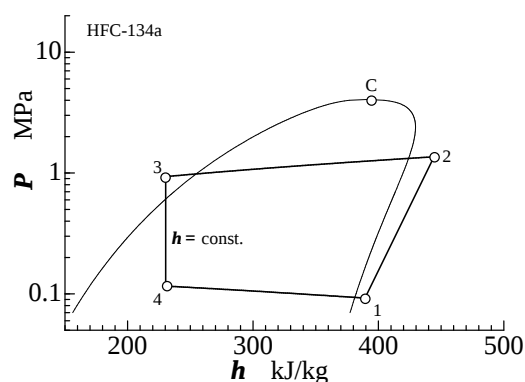


Fig. 341 実際の蒸気圧縮冷凍サイクルの P-h 線図

おもな計算手順は以下のようになる。

- (1) 蒸発温度（圧力）、凝縮温度（圧力）より、P-h 線図上に基本サイクルを描く。
- (2) 各点のエンタルピー $h_1, h_2, h_3 = h_4$ を読み取る。
- (3) 冷媒 1kg 当たりの冷却熱量（冷凍効果）、放熱量を求める。

$$q_2 = h_1 - h_4, \quad q_1 = h_2 - h_3$$

- (4) 冷媒 1kg 当たりの所要動力を求める。

$$w = h_2 - h_1$$

- (5) 成績係数

$$\epsilon_R = \frac{q_2}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}, \quad \epsilon_H = \frac{q_1}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

- (6) 冷媒循環量 m 、所要動力 W 、冷凍能力 Q_2 、暖房能力 Q_1 を求める。

$$W = mw, \quad Q_2 = mq_2, \quad Q_1 = mq_1$$

実際の冷凍サイクルでは下記のようなずれが加わり、P-h 線図は Fig.341 のようになる。

- (1) 蒸発器出口では、少し過熱蒸気となる（過熱）。
- (2) 凝縮器出口では飽和液を越えて、少しサブクール液となる（過冷却）。
- (3) 蒸発器、凝縮器や途中の配管で管まさつ等の抵抗により圧力降下が生じる。
- (4) 圧縮機では等エントロピー変化からずれる（少し増加）。

これらの変更を伴っても、外部への放熱（入熱）を除けば、前述の計算式はそのまま使うことができる。

14 冷媒と環境

冷凍機やヒートポンプに用いられる作業物質（作業流体）を特に冷媒という。冷媒はサイクルの間に蒸発と凝縮を繰り返し、低温から高温へ熱を運ぶ。古くは、亜硫酸ガス (SO_2)、塩化メチル (CH_3Cl)、アンモニア (NH_3) などが使われたが、1930 年に米国ゼネラル・モータース (GM) 社のトーマス・ミジリーが新たな冷媒として最初のプロン (CF_2Cl_2 ; フレオン-12) を合成した。

フロン（ハロゲン化炭化水素）は、可燃性や毒性がなく極めて安定であり、他の冷媒より非常に優れていた。同年 8 月から、GM 社とデュボン社の合併会社で生産が開始され、1930 年代の終わり頃には、各種フロン類が米国内外の冷媒のスタンダードとなった。冷媒用途以外にも、スプレー噴射剤、発泡剤、断熱材、洗浄剤等として使われるようになった。

一方、大気（特に成層圏）中のオゾン層は、紫外線 (UV-B; 280 ~ 315 nm の中波長紫外線) から地上の生物を守る上で重要な役割を果たしていることが知られていた。1974 年にベルギーのマルセル・ニコレとマリオ・モリナがフロンによるオゾン層破壊の可能性を指摘して、大きな論争を引き起こした。当初は仮説であり、政治経済的な利害が絡んで迷走したが、米国科学アカデミーの研究や南極上空のオゾンホール観測（日本）等も加わって、問題の重要性が共有され、1985 年のウィーン条約、1987 年のモントリオール議定書により、フロン規制の方向が打ち出された。

フロンは地球温暖化ガスでもあり、1992 年リオ地球サミットの気候変動枠組み条約、1997 年 COP3 の京都議定書での削減対象ともなっており、フロンに代わる冷媒の開発が試行されている。

14.1 冷媒に求められる条件

冷凍機に用いる冷媒に求められる条件を列举すると次のようになる。

- (1) 与えられる冷凍温度、周囲温度に対して、蒸発圧力、凝縮圧力が適当であること。空気の混入を防ぐために、最低圧力（つまり蒸発圧力）は大気圧よりやや高めが望ましく、また、最高圧力（つまり凝縮圧力）が高くなりすぎると、機器が高価になる。
- (2) 臨界温度が常温より高いこと。逆カルノーサイクルに近づけるためには、等温で熱を授受する部分を多くすることが必要である。
- (3) 蒸発潜熱が大きいこと。蒸発潜熱が大きいほど冷凍効果（冷媒単位量あたりの冷凍能力）が大きくなり、冷媒循環量が少なくて済む。
- (4) 比熱比が小さいこと。比熱比が大きいほど圧縮機出口の温度が高くなり、潤滑油の変質を防ぐための方策（水冷等）を要する。
- (5) 凝固点が高い。当然ながら、凝固点は冷凍サイクル内の最低温度以下でなければならない。
- (6) 化学的性質が良い（毒性、引火性、金属との反応性、潤滑油への溶解性）。
- (7) オゾン層破壊係数 (ODP: Ozone-Depleting Potential; R-11 を 1 としたときのオゾン層への影響を表す係数) が低い。H を含むこと (1996 年規制)。Cl を含まないこと (2020 年規制)。
- (8) 地球温暖化係数 (GWP: Global-Warming Potential; CO_2 を 1 としたときの温暖化への影響を表す係数) が低い。

Table 306 おもな冷媒

冷媒	化学式	沸点 ()	ODP	GWP	備考
R-11	CCl_3F	24	1	4750	(廃止済)
R-12	CCl_2F_2	-30	1	10900	(廃止済)
R-22	$CHClF_2$	-41	0.055	1810	(廃止中)
R-502	R-22/115	-45	0.334	4660	(廃止済)
R-1234ze	$CF_3CH=CHF$	-19	0	4	
R-1234yf	$CF_3CF=CH_2$	-29	0	4	
R-134a	CH_2FCF_3	-26.07	0	1430	
R-407C	R-32/125/134a=23/25/52	-43.57/-36.59	0	1770	
R-404A	R-125/143a/134a=44/52/04	-46.13/-45.40	0	3920	
R-507A	R-125/143a=50/50	-46.65	0	3990	
R-143a	CF_3CH_3	-47.26	0	4470	
R-125	CHF_2CF_3	-48.13	0	3500	
R-410A	R-32/125=50/50	-51.46/-51.37	0	2090	
R-32	CH_2F_2	-51.65	0	675	
R-600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	0	0		ブタン
R-600a	$CH(CH_3)_2CH_3$	-12	0	4	イソブタン
R-717	NH_3	-33	0	<1	アンモニア
R-290	$CH_3CH_2CH_3$	-42	0	3	プロパン
R-744	CO_2	-78 (昇華)	0	1	炭酸ガス

ODP(オゾン層破壊係数): 経済産業省 HP[22]

GWP(地球温暖化係数;IPCC 第 4 次評価報告 100 年): 経済産業省 HP[23] その他

14.2 冷媒の種類と呼称

メタン (CH_4)、エタン (C_2H_6)、プロパン (C_3H_8)、シクロブタン (C_4H_8) の一部の水素をフッ素 F および塩素 Cl で置き換えた炭化水素を、総称してフロンとよぶ^{*10}。フロンの種類は多岐にわたるため、化学名 (IUPAC 命名法) とは別に、記号 R- に続く 3 桁 (または 4 桁) の識別数字 (先頭の 0 は省略) と付加記号を付けて表示する (ISO 817)。

例 R-134a(CF_3CH_2F 、化学名: 1,1,1,2-テトラフルオロエタン tetra-fluoro-ethane)

0 ~ 300 台 各桁の数値で炭素、水素、フッ素の数を示す。炭素の残りの原子価には塩素が結合する。

1 の位 : フッ素 F の数

10 の位 : 水素 H の数 + 1

100 の位 : 炭素 C の数 - 1

^{*10} 開発者のデュボンの商標を用いて「フレオン (freon)」とよばれることも多い。

a, b 等 : 異性体がある場合には、数値の後に小文字の a, b, 等を付して区別する。

例えば、R-134($\text{CHF}_2 \cdot \text{CHF}_2$)、R-134a($\text{CF}_3 \cdot \text{CH}_2\text{F}$) 等。

臭素 Br または 要素 I を含む場合 識別数字の後に、B または I に続けて臭素またはヨウ素の分子個数を書く。

フロン規制に対応して、成分の有無等を示すために R の代わりに CFC、HCFC、HFC、PFC、HC 等を付して区別することもある。CFC-、HCFC- がモントリオール議定書による規制対象である。

400 台 混合冷媒のうち、非共沸混合物 (Fig.342) を示す。非共沸混合物では、一定圧力での蒸発 (または凝縮) の際に、温度と各相の組成比が変化する。混合する成分冷媒に応じて順に番号を付す。組成の違いを番号の後ろの大文字 A, B, C 等で区別する。

R-404A(R-125/143a/134a)、R-407A ~ E(R-32/125/134a)、R-410A ~ B(R-32/R125)

500 台 混合冷媒のうち、共沸混合物 (Fig.343) を示す。共沸混合物は、単一冷媒と同様に一定温度で同一組成比のまま蒸発・凝縮する。成分に応じて順に番号を付す。

R-502(R-22/115)、R-507(R-125/143a)

1000 以上 : 炭素-炭素の二重結合がある場合は 1000 の位に二重結合の数を示す。

例えば、R-1234yf : ハイドロフルオロプロペン ($\text{CF}_2 = \text{CFCH}_2\text{F}$ 、HFO-1234yf)

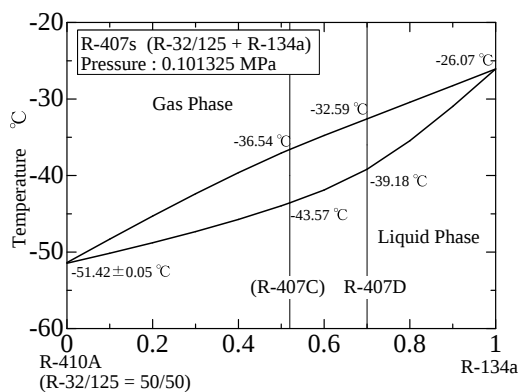


Fig. 342 非共沸混合冷媒 (R-407C, R-407D)

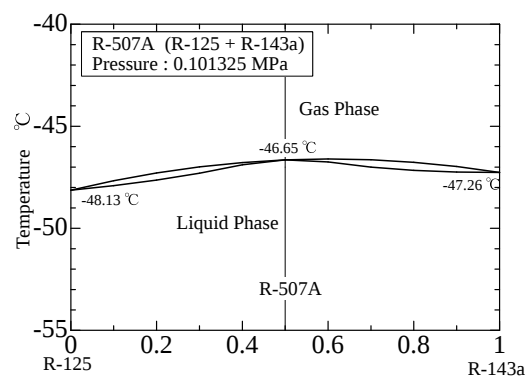


Fig. 343 共沸混合冷媒 (R-507A)

■その他の冷媒

フロン類似の識別番号による表示 冷媒の識別番号は当初はフロン類に対して用いられていたが、その後、フロン以外の冷媒に対しても用いられるようになった。

有機冷媒 (600 台) R に続いて 600 台の識別番号を付す。

パラフィン系炭化水素 $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ メタン (R-50)、エタン (R-170)、プロパン (R-290)、ブタン (R-600)
オレフィン系炭化水素 C_nH_{2n} エチレン (R-1150)、プロペン (R-1270)

無機物 (700 台または 7000 台) R に続く 700 または 7000 台の番号を付す。概略の分子量を下 2 桁 (分子量 100 以上では下 3 桁) に記載する。

アンモニア (R-717)、炭酸ガス (R-744)、亜硫酸ガス (R-764)、水 (R-718)、...

アンモニア、水、炭酸ガス、炭化水素、空気等はもともと自然界に存在していたものであり、自然冷媒とよばれ、近年再度注目されている。

14.3 フロン規制と将来の冷媒

■フロン規制 (モントリオール議定書)

- (1) 1987 年のモントリオール議定書が採択され、1989 年に発効している。その後、毎年締約国会議が開催され、規制が強化されている。
- (2) 特定フロン (CFC)、ハロン (臭素を含むハロゲン化炭化水素)、四塩化炭素 (CCl_4) などは、先進国では 1996 年 (開発途上国は 2015 年) までに全廃。R11、R12、R113、
- (3) その他の代替フロン (HCFC) も先進国は 2020 年 (開発途上国は原則的に 2030 年) までに全廃する。R22

■地球温暖化ガス規制 (京都議定書とその後)

- (1) 1997 年 12 月京都 COP3 で京都議定書 (気候変動に関する国際連合枠組み条約の京都議定書) が採択された。日本は 2002 年に批准し、最後にロシアが批准し、2005 年 2 月に発効した。
温室効果ガスの二酸化炭素 (CO_2)、メタン (CH_4)、亜酸化窒素 (N_2O)、ハイドロフルオロカーボン類 (HFCs)、パーフルオロカーボン類 (PFCs)、六フッ化硫黄 (SF_6) を対象とする。
先進国における削減率 (全体で最低 5%) を 1990 年を基準として先進各国別に削減値を定め、約束期間内 (2008~2012 年) に下記目標値を達成することが定められた。
-8% : EU 15 カ国他 11 カ国、 -7% : アメリカ合衆国 (のち離脱)、
-6% : カナダ (のち離脱)、ハンガリー、日本、ポーランド
- (2) 2012 年ドーハ (カタール) の COP18 で、2013~2020 年を第二約束期間を設定し、1990 年水準の最低 18% 削減との改正案が採択された。
- (3) 日本は 2011 年ダーバン (南ア共和国) の COP17 以降、第二約束期間に後ろ向きとなった。
- (4) 2015 年 12 月パリ (フランス) の COP21 で新たな枠組み (パリ協定) が採択された [24]。産業革命前からの気温上昇を $2^{\circ}C$ ($1.5^{\circ}C$ にも言及) 以下にするとの世界共通の長期目標を設定し、すべての国が CO_2 削減目標を 5 年ごとに提出更新し、長期目標達成に関する進捗確認を受ける。等が決まった (この項、別途レポート課題の予定)。

■将来の冷媒 今後の冷媒候補として、イソブタン、炭酸ガス、アンモニア、R-32、R-1234yf(HFO-1234yf)、等が有力視されている。将来の候補を含めた冷媒の変遷を Table307 に示す。

Table 307 冷媒の変遷

用途	過去 (規制前)	現行 (過渡期)	将来案 ?	備考
小型冷凍冷蔵機器	R-11 R-12	R-134a R-404A	イソブタン プロパン	強燃性
中型冷凍冷蔵機器 分置型ショーケース	R-502	R-404A R-407C	CO ₂	メンテナンス、 初期コストに難
大型冷凍冷蔵機器	R-22 R-502	R-134a R-404A	NH ₃ , CO ₂ R-1234ze	
業務用空調機器 ビル用 PAC	R-22	R-410A R-407C	R-32 R-1234ye	微燃性に難
家庭用エアコン	R-11 R-12	R-410A	R-32 HFO-1234ye	微燃性に難
カーエアコン	R-11 R-12	R-134a	HFO-1234ye	微燃性、 コストに難

参考文献

- [1] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/キュニョーの砲車>"、(2014.06.07).
- [2] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ウィリアム・マードック>"、(2014.06.13).
- [3] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/リチャード・トレビシック>"、(2014.06.09).
- [4] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ジョージ・スチーブンソン>"、(2014.06.09).
- [5] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ロバート・フルトン>"、(2014.06.09).
- [6] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ジャン＝ジョゼフ・エティエンヌ・ルノアール>"、(2014.06.09).
- [7] Web Page、"<http://www.autofoundry.com/731/e-le noir-patents-the-first-practical-engine-153-years-ago/>"、(2014.06.11).
- [8] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ニコラウス・オットー>"、(2014.05.03).
- [9] Web Page、"<http://www.ndl.go.jp/exposition/s2/1.html>"、(2014.06.07).
- [10] Web Page、"http://www.wright-brothers.org/History_Wing/History_of_the_Airplane/Century_Before/Powering_up/Powering_up.htm"、(2014.06.11).
- [11] Web Page、"http://de.wikipedia.org/wiki/Gottlieb_Daimler"、(2014.06.13).
- [12] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ブレイトンサイクル>"、(2015.04.27).
- [13] Web Page、"<http://ja.wikipedia.org/wiki/ルドルフ・ディーゼル>"、(2014.05.03).
- [14] Web Page、"http://www.dieselpowermag.com/features/0912dp_rudolph_diesel/viewall.html"、(2014.06.13).
- [15] Web Page ; オットーサイクル "<http://ja.wikipedia.org/wiki/オットーサイクル>"、(2015.06.11).
- [16] Web Page ; ディーゼルサイクル "<http://ja.wikipedia.org/wiki/ディーゼルサイクル>"、(2015.06.11).
- [17] Web Page ; サバテサイクル "<http://ja.wikipedia.org/wiki/サバテサイクル>"、(2015.06.11).
- [18] Web Page ; ブレイトンサイクル "<http://ja.wikipedia.org/wiki/ブレイトンサイクル>"、(2015.06.11).
- [19] Web Page ; "http://ja.wikipedia.org/wiki/ファイル:Turboprop_T-53.jpg"、(2015.06.11).
- [20] Web Page ; 蒸気圧縮冷凍サイクル "<http://ja.wikipedia.org/wiki/蒸気圧縮冷凍サイクル>"、(2015.06.11).
- [21] Web Page ; ダイキン工業、"<http://www.daikin.co.jp/chm/products/fluorocarbon/index.html>"、(2015.05.23).
- [22] Web Page ; 経済産業省、"http://www.meti.go.jp/policy/chemical_management/ozone/files/ODS&ODP.pdf"、(2015.06.07).
- [23] Web Page ; 経済産業省、"http://www.meti.go.jp/committee/summary/0002410/026_s02_02.pdf"、(2015.06.07).
- [24] Web Page ; 環境省、"<http://www.env.go.jp/earth/cop/cop21/index.html>"、(2016.01.26).